МЕХАНИКА
MECHANICS





УДК 621.822.17
https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-4-328-338

Оригинальное эмпирическое исследование

Оценка износостойкости модифицированной конструкции радиального подшипника при учете сжимаемости и вязкости смазочного материала

Е.А. Болгова, М.А. Мукутадзе ✉, В.М. Приходько, И.А. Колобов
Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация
✉ murman1963@yandex.ru



EDN: USPXOX

Аннотация

Введение. Актуальная проблема качества смазочных материалов обусловила как масштабные, так и узкопрофильные теоретические и прикладные исследования, которые касаются эксплуатационных свойств смазок. В частности, авторов публикаций интересует взаимодействие подшипника и смазки, так как эти элементы присутствуют во многих видах машин и оборудования. В литературе сопоставляются композиты, которыми упрочняют поверхность подшипников, определяются наиболее эффективные составы, анализируются достоинства и недостатки компонентов. По некоторым процессам рассматриваемого взаимодействия предложены и протестированы математические модели, и для некоторых из них доказана приемлемая адекватность. Однако совершенствование таких решений требует учитывать специфику трибосистемы. Данный вопрос проработан слабо, и представленная статья призвана восполнить этот пробел. При оценке износостойкости радиального подшипника принимается во внимание сжимаемость истинно вязкого смазочного материала.

Материалы и методы. Исследование базируется на схеме трибоконтакта, в которую включаются радиус вала с полимерным покрытием, радиус подшипниковой втулки, высота канавки для смазки и толщина смазочного слоя. Для создания новых математических моделей, учитывающих сжимаемость смазочного материала, авторы задействовали три уравнения: движения жидкого смазочного материала, неразрывности и состояния. Для верификации модели сопоставили итоги расчетов и лабораторных испытаний. В экспериментах использовали подшипник с канавкой для сохранения смазки. Меняли скорость его вращения, нагрузки и температурные условия. Трение измеряли традиционными методами и современными инструментами.

Результаты исследования. Конструкция подшипника модифицирована с учетом дополнительного фактора — сжимаемости смазочного материала. Новая модель на 8–10 % точнее прогнозирует несущую способность детали и на 7–9 % — коэффициент трения. Обнаружены и получили объяснение колебания коэффициента трения до 45 МПа (эквивалент пятикратного роста нагрузки). Это связано с динамическими изменениями в условиях контакта поверхностей и воздействиями внешних параметров. Определены оптимальные области применения антифрикционных покрытий на основе гибридных композиционных материалов. Расширены возможности практического использования расчетных моделей радиального подшипника скольжения. Оценены на практике его критически важные эксплуатационные характеристики.

Обсуждение и заключение. Результаты научных изысканий, описанных в данной статье, дают возможность на этапе проектирования устанавливать эксплуатационные характеристики подшипника. Выявлен значимый потенциал данного подхода в плане повышения надежности и долговечности исследованной детали, и это представляется важным шагом в развитии технологий подшипников и смазочных материалов. В перспективе авторы намерены изучить такие факторы, как температурные условия, динамические нагрузки и взаимодействие с различными смазочными материалами. Это позволит совершенствовать конструкции подшипников и расширять области их применения.

Ключевые слова: радиальный подшипник скольжения, сжимаемость смазочного материала, истинно вязкий смазочный материал, оценка износостойкости, специфика трибосистемы, гибридный композит

Благодарности. Авторы выражают благодарность руководителю лаборатории кафедры «Теоретическая механика» академику Российской академии наук Колесникову Владимиру Ивановичу за помощь в проведении экспериментальных исследований.

Для цитирования. Болгова Е.А., Мукутадзе М.А., Приходько В.М., Колобов И.А. Оценка износостойкости модифицированной конструкции радиального подшипника при учете сжимаемости и вязкости смазочного материала. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don).* 2024;24(4):328–338. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-4-328-338

Original Empirical Research

Evaluation of Wear Resistance of a Modified Radial Bearing Design Taking into Account Compressibility and Viscosity of the Lubricant

Ekaterina A. Bolgova, Murman A. Mukutadze ✉, Victor M. Prikhodko, Igor A. Kolobov
Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russian Federation
✉ murman1963@yandex.ru

Abstract

Introduction. The challenge problem of the quality of lubricants has led to both large-scale and narrow-focused theoretical and applied studies that relate to the operational properties of lubricants. In particular, the authors of the publications are interested in the interaction of bearing and lubrication, since numerous types of machinery and equipment contain these elements. In the literature, the composites used to strengthen the bearing surface are compared, the most effective compositions are determined, and the advantages and disadvantages of the components are analyzed. Mathematical models have been proposed and tested for some of the processes of the interaction under consideration, and acceptable adequacy has been proved for some of them. However, the improvement of such solutions requires taking into account the specifics of the tribosystem. This issue has been poorly worked out, and the presented article is intended to fill this gap. When evaluating the wear resistance of a radial bearing, the compressibility of a high viscosity lubricant is taken into account.

Materials and Methods. The study was based on the tribocontact scheme, which included the radius of the polymer-coated shaft, the radius of the bearing sleeve, the height of the lubrication groove, and the thickness of the lubricating layer. To create new mathematical models that took into account the compressibility of the lubricant, the authors used three equations: motion of the liquid lubricant, continuity, and state. To verify the model, the results of calculations and laboratory tests were compared. In the experiments, a bearing with a groove to preserve lubrication was used. Its rotation speed, loads and temperature conditions were changed. Friction was measured using traditional methods and modern instruments.

Results. The bearing design was modified to take into account an additional factor — the compressibility of the lubricant. The new model predicted the bearing capacity of the part by 8–10% more accurately, and the coefficient of friction — by 7–9%. Fluctuations in the coefficient of friction up to 45 MPa (equivalent to a five-fold increase in load) were detected and explained. This was due to dynamic changes in the surface contact conditions and the effects of external parameters. Optimal applications of antifriction coatings based on hybrid composite materials were determined. The possibilities of practical use of calculation models of a journal bearing were expanded. Its critically important operational characteristics were evaluated in practice.

Discussion and Conclusion. The scientific research results described in this article make it possible to establish the performance characteristics of the bearing at the design stage. The significant potential of this approach has been identified in terms of increasing the reliability and durability of the studied part, and this seems to be an important step in the development of bearing and lubricant technologies. In the future, the authors intend to study such factors as temperature conditions, dynamic loads, and interaction with various lubricants. This will allow us to improve bearing designs and expand their application areas.

Keywords: journal plain bearing, lubricant compressibility, high viscosity lubricant, wear resistance assessment, tribosystem specificity, hybrid composite

Acknowledgements. The authors would like to thank Vladimir Ivanovich Kolesnikov, Academician of the Russian Academy of Sciences, Head of the Laboratory of the Theoretical Mechanics Department, for his assistance in conducting the experimental research.

For Citation. Bolgova EA, Mukutadze MA, Prikhodko VM, Kolobov IA. Evaluation of Wear Resistance of a Modified Radial Bearing Design Taking into Account Compressibility and Viscosity of the Lubricant. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*. 2024;24(4):328–338. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-4-328-338

Введение. Во всех отраслях экономики эффективное функционирование механизмов предполагает работу с качественными смазочными материалами. Актуальность этого вопроса стимулирует научные изыскания, которые касаются эксплуатационных свойств смазок. В частности, авторов публикаций интересует взаимодействие двух элементов, которые присутствуют во многих видах машин и оборудования. Речь идет о подшипнике и смазке. В фокусе внимания исследователей часто оказывается такой параметр смазочного материала, как сжимаемость. Строятся математические модели для определения потенциальной эффективность смазки в различных режимах работы подшипника.

При изучении смазочных материалов рабочие масла считаются несжимаемыми, однако их объем все же немного меняется. Коэффициент сжимаемости зависит от химического состава масла, его температуры, уровня давления, а также от загрязнения воздушной пеной, которая может вызвать кавитацию, снижение эффективности, падение масляного давления, образование шума и эрозии.

Современные смазочные материалы играют значительную роль в повышении ресурса опор скольжения. Достижения в области химии и материаловедения позволили создать новые виды смазок, которые существенно уменьшают трение и износ рабочих поверхностей опор подшипников, а значит, повышают работоспособность механизма. Эффект обеспечивают углеводороды и дисульфид молибдена в составе смазки. Использование таких смазочных материалов не только увеличивает надежность и долговечность опор, но и сокращает затраты на обслуживание и текущий ремонт.

Среди современных разработок в области полимерных покрытий — модификации базовых материалов для улучшения их трибологических характеристик. С этой целью в полимеры вводят наполнители [1], в том числе такие твердые смазки, как графит, дисульфид молибдена или углеродные нанотрубки [2]. Эти композиты обладают значительно более высокой износостойкостью и могут противостоять воздействиям, характерным для промышленных трибосистем [3]. Такие покрытия могут функционировать без специального смазочного материала, что значительно упрощает эксплуатацию механизмов и снижает эксплуатационные расходы.

На этапе проектирования критически важно учитывать взаимодействие различных материалов и покрытий [4], анализировать их работу под воздействием высоких температур и скоростей. При этом точность расчета параметров износа и взаимодействия поверхностей позволяет существенно повысить надежность и долговечность узлов трения [5]. В статье [6] описывается композиционная структура, особенности трения и изнашивания антифрикционного полимерного фторопластсодержащего покрытия.

Исследование [7] подтверждает, что использование резинового порошка в качестве наполнителя для эпоксидных полимеров открывает новые возможности для создания высокоэффективных вибропоглощающих композитов. Гибкость процесса позволяет менять тип, содержание и сочетание органоминеральных ингредиентов и эпоксидных компаундов. Так можно адаптировать свойства материала под конкретные требования и условия эксплуатации, что, в свою очередь, способствует улучшению производительности и долговечности оборудования.

В [8] рассматривается задача определения природы дефектов в стеклопластике. Решение [9] основывается на анализе Фурье-спектров акустоэмиссионных сигналов. Установлено, что межслоевые повреждения матриц появляются и развиваются в диапазоне частот 160–240 кГц. Это позволяет проводить раннюю диагностику и оперативно устранять такие дефекты.

Увеличение модуля Юнга в четыре раза подтверждает значимость применения мягкого шаблона с модифицированным полидопамином и дисперсионным покрытием [10]. Более высокая механическая прочность в сочетании с улучшенной теплопроводностью открывает новые перспективы для создания материалов, способных выдерживать экстремальные условия эксплуатации.

В [11] описаны возможности растворов полиэтиленоксида (ПЭО) в хлороформе. Многократное увеличение времени релаксации и растяжения указывает на качественное изменение в поведении ПЭО и открывает новые перспективы для его промышленного применения. Такие изменения могут улучшить механическую стабильность полимерных изделий, расширить диапазон их использования и повысить эффективность производственных процессов.

Как показал эксперимент [12], металлические порошки в составе покрытия улучшают адгезию с базовым материалом. Это помогает избежать отслаивания и растрескивания покрытия, что критично для долговечности и надежности тормозной передачи. В [13] установлено, что комбинированные покрытия могут стать машиностроительным стандартом — именно их будут применять в высоконагруженных и ответственных узлах.

По итогам исследований [14] можно сделать вывод, что внедрение антифрикционных полимерных композиционных покрытий с холодноотверждаемой матрицей перспективно в плане повышения надежности и эффективности промышленного оборудования.

В [15] предложена математическая модель для оценки электрофоретической подвижности, предполагающая, что наличие масштабируемой структуры адсорбированного проницаемого полимерного слоя не влияет на распределение ионов по Пуассону-Больцману в двойном электрическом слое.

Один из ключевых подходов — введение в полимеры различных наполнителей, в том числе твердых смазок. Значительно повышают износостойкость полимерных материалов такие наполнители, как графит [16], дисульфид молибдена [17] и углеродные нанотрубки [18].

В [19] исследовалось старение покрытий из плазменно-полимеризованного гексаметилдисилоксана. Их подвергли активации плазмой гелия или сухого воздуха и сравнили со старением плазменно-активированного силиконового эластомера.

Экспериментальные данные [20] свидетельствуют о том, что эксплуатационные свойства материала определяются характером акустической эмиссии. А этот показатель зависит от таких переменных, как концентрация наполнителя и температура отверждения.

Теоретические расчетные модели [21] визуализированы. Оценена их точность. С этой целью сравнивались триботехнические параметры:

– определенные по результатам численного анализа;

– рассчитанные по адекватным регрессионным моделям, полученным экспериментально.

Сопоставление доказало высокую точность моделей — в пределах 9–13 %.

Для успешного применения названных выше методов необходимо учитывать специфику каждой трибосистемы. Игнорирование этих особенностей может привести к недостоверным результатам или снижению эффективности предложенных подходов.

В литературе отмечено, что движущийся в рабочем зазоре жидкий смазочный материал содержит атмосферные газы, от которых зависит сжимаемость. Значит, ее введение в модель позволяет точнее предсказать поведение смазочного вещества и эффективность смазки в различных режимах работы подшипника. Данный вопрос недостаточно детально описан в доступных источниках, и представленная научная работа призвана восполнить этот пробел. Авторы создали и проанализировали математическую модель вязкого смазочного материала в подшипнике. Причем на опорной поверхности подшипниковой втулки было композиционное покрытие с фторопластом. Модифицированная конструкция подшипника предусматривает наличие полимерного покрытия с канавкой для лучшего распределения смазочного материала, что, в свою очередь, повышает долговечность системы. Таким образом, впервые разработана методика инженерных расчетов конструкции радиального подшипника скольжения с канавкой в полимерном покрытии. Новое решение учитывает сжимаемость смазки и позволяет определить основные триботехнические параметры. Цель работы — оценка износостойкости модифицированной конструкции радиального подшипника скольжения при учете сжимаемости истинно вязкого смазочного материала. Истинно вязкий смазочный материал — это среда, которая подчиняется закону Ньютона. Данная зависимость достаточно хорошо описывает течение многих масел при температурах, далеких от температур застывания.

Материалы и методы. Оценивается износостойкость модифицированной конструкции радиального подшипника. Параметром Ω задает скорость движения вала. При этом поверхность модифицированной втулки остается неподвижной.

Для решения задачи принята полярная система координат. Ее полюс — центр втулки (рис. 1).

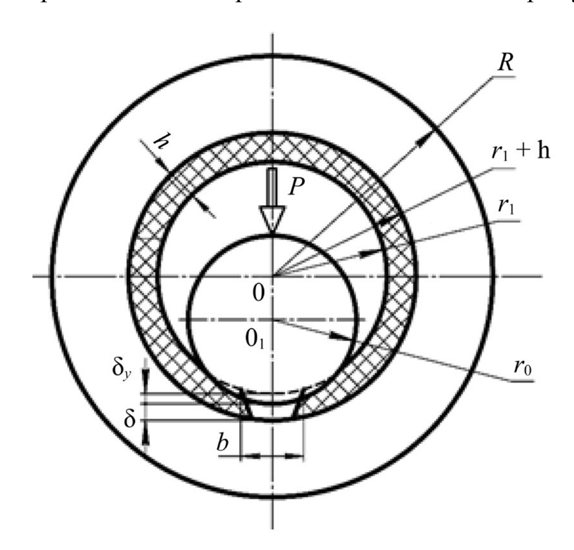


Рис. 1. Схема трибоконтакта

Механика

При этом контуры вала, втулки и модифицированной втулки описаны в виде:

$$r' = r_0\left(1+H\right),\ r' = r_1,\ r' = r_1 - \tilde{h}, \tag{1}$$

где r_0 — радиус вала с полимерным покрытием; r_1 — радиус подшипниковой втулки; $\tilde{h}$ — высота канавки; H — толщина смазочного слоя.

Вязкость смазочного материала зависит от давления:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha' p'}. \tag{2}$$

Здесь μ' — коэффициент динамической вязкости смазочного материала; μ_0 — характерная вязкость; α' — постоянная; ρ' — гидродинамическое давление в смазочном слое; e — эксцентриситет.

Решение данной задачи базируется на уравнении движения жидкого смазочного материала, уравнении неразрывности и уравнении состояния:

$$\frac{\partial p_i'}{\partial r'} = 0,\ \mu'\frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} = \frac{dp_i'}{d\theta},\ \frac{\partial\left(\rho' v_{r_i'}\right)}{\partial r'} + \frac{\rho' v_{r_i'}}{r'} + \frac{1}{r'}\frac{\partial\left(\rho' v_{\theta_i}\right)}{\partial\theta} = 0,\ p' = \frac{\lambda\Omega^2 r^2}{2}\rho', \tag{3}$$

где θ — угловая координата; v_{θ_i}, $v_{r_i'}$ — компоненты вектора скорости смазочной среды; ρ' — плотность (безразмерная величина).

Граничные условия для системы (3):

$$v_\theta = 0,\ v_{r'} = 0 \text{ при } r' = r_1,$$
$$v_\theta = v^*\left(\theta\right),\ v_{r'} = u^*\left(\theta\right) \text{ при } r' = r_1 - \tilde{h},$$
$$v_\theta = r_0\Omega,\ v_{r'}' = -\Omega e \sin\theta \text{ при } r' = r_0 + e\cos\theta,$$
$$p'\left(0\right) = p'\left(\theta\right) = p_g, \tag{4}$$

здесь p_g — давление подачи смазки; Ω — угловая скорость вала.

Используем формулу (5) для перехода к безразмерным переменным:

$$r' = r_1 - \delta r,\ \delta = r_1 - r_0,\ v_{\theta_i} = \Omega r_0 v_i,\ v_{r'} = \Omega\delta u_i,$$
$$p' = p^* p,\ p^* = \frac{\mu_0\Omega r_0^2}{\delta^2},\ \mu' = \mu_0\mu,\ \alpha' = \frac{\alpha}{p^*}, \tag{5}$$
$$\rho^* = \frac{2p_g}{\lambda\Omega^2 r_0^2},\ \rho' = \rho^*\rho,$$

здесь u — горизонтальная компонента скорости; v — вертикальная компонента скорости.

В результате преобразований (5) с учетом (3) и (4) получим:

$$\frac{\partial p_i}{\partial r} = 0,\ \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} = \frac{1}{\Lambda}e^{-\alpha p}\frac{dp_i}{d\theta},\ \frac{\partial\left(\rho u_i\right)}{\partial r} + \frac{\partial\left(\rho v_i\right)}{\partial\theta} = 0,\ p = \rho, \tag{6}$$

$$v = 1,\ u = -\eta\sin\theta \text{ при } r = 1 - \eta\cos\theta = h\left(\theta\right),$$
$$v = 0,\ u = 0 \text{ при } r = 0,\ \theta_1 \le \theta \le \theta_2,$$
$$v = v^*\left(\theta\right),\ u = u^*\left(\theta\right) \text{ при } r = \eta_2,\ 0 \le \theta \le \theta_1,\ \theta_2 \le \theta \le 2\pi,$$
$$p\left(0\right) = p\left(\theta_1\right) = p\left(\theta_2\right) = p\left(2\pi\right) = \frac{p_g}{p^*},$$
$$p_3\left(\theta_2\right) = p_2\left(\theta_2\right),\ p_1\left(\theta_1\right) = p_2\left(\theta_1\right),\ Q = \text{const}, \tag{7}$$

здесь $\eta = e/\delta$ — конструктивный параметр подшипника со стандартным опорным профилем; $\eta_1 = a'/\delta$ — конструктивный параметр подшипника с адаптированным опорным профилем; $\Lambda = r_0^2\mu\Omega / p_g\delta^2$ — параметр сжимаемости.

Введем $z = e^{-\alpha p}$. После ряда преобразований получим:

$$\frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} = -\frac{1}{\Lambda}\frac{1}{\alpha}\frac{\partial z_i}{\partial\theta},\ \frac{\partial\left(\rho u_i\right)}{\partial r} + \frac{\partial\left(\rho v_i\right)}{\partial\theta} = 0,\ p = \rho. \tag{8}$$

Граничные условия для (8):

$$v = 1,\ u = -\eta\sin\theta \text{ при } r = h\left(\theta\right),$$
$$v = 0,\ u = 0 \text{ при } r = 0,\ \theta_1 \le \theta \le \theta_2,$$
$$v = \frac{1}{h\left(\theta\right) - \eta_2},\ u = \frac{\eta\sin\theta}{h\left(\theta\right) - \eta_2} \text{ при } r = \eta_2,\ 0 \le \theta \le \theta_1,\ \theta_2 \le \theta \le 2\pi,$$
$$z\left(0\right) = z\left(\theta_1\right) = z\left(\theta_2\right) = z\left(2\pi\right) = e^{-\alpha\frac{p_g}{p^*}}. \tag{9}$$

По методике [22] нашли автомодельное решение задачи (8) с учетом параметров (9):

$$\rho v_i = \frac{\partial \psi_i}{\partial r} + V_i(r,\theta),\ \rho u_i = -\frac{\partial \psi_i}{\partial \theta} + U_i(r,\theta),$$

$$\psi_i(r,\theta) = \tilde{\psi}_i(\xi_i),\ V_i(r,\theta) = p\tilde{v}_i(\xi_i),\ U_i(r,\theta) = -p\tilde{u}_i(\xi_i)\cdot h'(\theta),$$

$$\xi_i = \frac{r_i}{h(\theta)} \text{ при } \theta_1 \le \theta \le \theta_2,$$

$$\xi_i = \frac{r-\eta_2}{h(\theta)-\eta_2} \text{ при } 0 \le \theta \le \theta_1 \text{ и } \theta_2 \le \theta \le 2\pi, \qquad (10)$$

здесь ψ — функция, зависящая от автомодельной переменной ξ; V; U — составляющие поля скоростей; θ_2 — конструктивный параметр, характеризующий глубину канавки.

С учетом (10) уравнения (8) и граничные условия (9) примут вид:

$$\tilde{\psi}_i'''(\xi_i) = a_i,\ \tilde{v}_i''(\xi_i) = b_i,\ \tilde{u}_i'(\xi_i) + \frac{h(\theta)}{h'(\theta)}\frac{1}{p}\frac{dp}{d\theta} - \xi_i\tilde{v}_i'(\xi_i) = 0, \qquad (11)$$

$$e^{-\alpha p_i}\frac{p_i}{\Lambda}\frac{dp_i}{d\theta} = \frac{b_i p_i}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)},\ i = 1,3,$$

$$e^{-\alpha p_2}\frac{p_2}{\Lambda}\frac{dp_2}{d\theta} = \frac{b_2 p_2}{\left(h(\theta)+\tilde{h}\right)^2} + \frac{a_2}{\left(h(\theta)+\tilde{h}\right)^3},$$

$$\tilde{\psi}'_\xi = 0 \text{ при } \xi = 0,\ \xi = 1,\ \tilde{v}_i(\xi,\theta) = p,\ \tilde{u}_i = 0 \text{ при } \xi = 0,$$

$$\tilde{v}_i(\xi,\theta) = 0,\ \tilde{u}_i = -\eta \sin\theta \text{ при } \xi = 1,\ \int_0^1 \tilde{v}_i(\xi)\,d\xi = 0,$$

$$p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = 1. \qquad (12)$$

С учетом (12) и (13) получим системы уравнений.

Для поля скоростей:

$$\tilde{\psi}_1'(\xi_1) = a_1\frac{\xi_1}{2}(\xi_1 - 1),\quad \tilde{v}_1(\xi_1) = b_1\frac{\xi_1^2}{2} - \left(1+\frac{b_1}{2}\right)\xi_1 + 1,$$

$$\tilde{\psi}_2'(\xi_2) = a_2\frac{\xi_2}{2}(\xi_2 - 1),\quad \tilde{v}_2(\xi_2) = b_2\frac{\xi_2^2}{2} - \left(1+\frac{b_2}{2}\right)\xi_2 + 1, \qquad (13)$$

$$\tilde{\psi}_3'(\xi_3) = a_3\frac{\xi_3}{2}(\xi_3 - 1),\quad \tilde{v}_3(\xi_3) = b_3\frac{\xi_3^2}{2} - \left(1+\frac{b_3}{2}\right)\xi_3 + 1.$$

Для гидродинамического давления:

$$p_1 = 1 + \frac{6\Lambda}{(1-\eta_2)^2}\left(\theta + 2\tilde{\eta}\sin\theta - 2\frac{1-\tilde{\eta}^2}{2+\tilde{\eta}^2}\frac{1}{p}(\theta + 3\tilde{\eta}\sin\theta)\right)\times\left(1 + \alpha\frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right),$$

$$\tilde{\psi}_2'(\xi_2) = a_2\frac{\xi_2^2}{2} - a_2\frac{\xi_2}{2},\ \tilde{v}_2(\xi_2) = b_2\frac{\xi_2^2}{2} + \left(1-\frac{b_2}{2}\right)\xi_2 + 1,\ u_2(\xi_2) = \int_0^{\xi_2}\xi_2\tilde{v}_2'(\xi_2)\,d\xi_2,$$

$$p_2 = 1 + 6\Lambda(\theta-\theta_1)\left(1 + \alpha\frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right)\left[1 + \frac{2\eta}{\theta-\theta_1}(\sin\theta - \sin\theta_1) - \frac{1}{p}\left(1 - \frac{\eta}{\theta_1}\sin\theta_1\right)\left(1 + \frac{3\eta}{\theta-\theta_1}(\sin\theta - \sin\theta_1)\right)\right],$$

$$\tilde{\psi}_3'(\xi_3) = a_3\frac{\xi_3^2}{2} - a_3\frac{\xi_3}{2},\ \tilde{v}_3(\xi_3) = b_3\frac{\xi_3^2}{2} + \left(1-\frac{b_3}{2}\right)\xi_3 + 1,\ u_3(\xi_3) = \int_0^{\xi_3}\xi_3\tilde{v}_3'(\xi_3)\,d\xi_3,$$

$$p_3 = 1 + \frac{6\Lambda(\theta-\theta_2)}{(1-\eta_2)^2}\left(1 + \alpha\frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right)\left[1 + \frac{2\tilde{\eta}}{\theta-\theta_2}(\sin\theta - \sin\theta_2) - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{p}\left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{\theta_2}\sin\theta_2\right)\left(1 + \frac{3\tilde{\eta}}{\theta-\theta_2}(\sin\theta - \sin\theta_2)\right)\right]. \qquad (14)$$

Решим уравнение (14) методом последовательных приближений, ограничиваясь при этом двумя приближениями:

$$p_{11}=1,\quad p_{21}=1,\quad p_{31}=1,\; p_{12}=6\Lambda\left(1+\alpha\frac{p_g}{p^*}-\frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right)\frac{6\Lambda}{\left(1-\eta_2\right)^2}\left(\theta+2\tilde{\eta}\,sin\,\theta-2\frac{1-\tilde{\eta}^2}{2+\tilde{\eta}^2}\left(\theta+3\tilde{\eta}\,sin\,\theta\right)\right),$$

$$p_{22}=+6\Lambda\left(\theta-\theta_1\right)\left(1+\alpha\frac{p_g}{p^*}-\frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right)\left[1+\frac{2\eta}{\theta-\theta_1}\left(sin\,\theta-sin\,\theta_1\right)-\left(1-\frac{\eta}{\theta_1}sin\,\theta_1\right)\left(1+\frac{3\eta}{\theta-\theta_1}\left(sin\,\theta-sin\,\theta_1\right)\right)\right],$$

$$p_{32}=\frac{6\Lambda\left(\theta-\theta_2\right)}{\left(1-\eta_2\right)^2}\left(1+\alpha\frac{p_g}{p^*}-\frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right)\left[1+\frac{2\tilde{\eta}}{\theta-\theta_2}\left(sin\,\theta-sin\,\theta_2\right)-\right.$$

$$\left.-\left(1-\frac{\tilde{\eta}}{\theta_2}sin\,\theta_2\right)\left(1+\frac{3\tilde{\eta}}{\theta-\theta_2}\left(sin\,\theta-sin\,\theta_2\right)\right)\right]. \qquad (15)$$

Для определения несущей способности и силы трения используем формулу (15):

$$R_x=\frac{6\mu_0 r_0^3\Omega}{2\delta^2}\left[\int_0^{\theta_1}p_{12}\cos\theta d\theta+\int_{\theta_1}^{\theta_2}p_{22}\cos\theta d\theta+\int_{\theta_2}^{2\pi}p_{32}\cos\theta d\theta\right],$$

$$R_y=\frac{6\mu_0 \omega r_0^3}{2\delta^2}\left[\int_0^{\theta_1}p_{12}\sin\theta d\theta+\int_{\theta_1}^{\theta_2}p_{22}\sin\theta d\theta+\int_{\theta_2}^{2\pi}p_{32}\sin\theta d\theta\right],$$

$$L_{\text{ТР}}=\mu\left(1+\alpha p-\frac{\alpha^2}{2}p^2\right)\left[\int_0^{\theta_1}\frac{1}{p}\left(\frac{\tilde{\psi}_1''(0)}{h^2(\theta)}+\frac{\tilde{v}_1'(0)}{h(\theta)}\right)d\theta+\right.$$

$$\left.+\int_{\theta_1}^{\theta_2}\frac{1}{p}\left(\frac{\tilde{\psi}_2''(0)}{\left(h(\theta)+\tilde{h}\right)^2}+\frac{\tilde{v}_2'(0)}{\left(h(\theta)+\tilde{h}\right)^3}\right)d\theta+\int_{\theta_2}^{2\pi}\frac{1}{p}\left(\frac{\tilde{\psi}_3''(0)}{h(\theta)}+\frac{\tilde{v}_3'(0)}{h(\theta)}\right)d\theta\right]. \qquad (16)$$

Данные исследования установили эффективность предложенной теоретической модели в указанных диапазонах параметров. Значения параметра сжимаемости Λ = 0,1–0,9 и напряжения σ в диапазоне 9–45 МПа тщательно протестировали, чтобы убедиться в точности модели и возможности ее широкого применения.

Условия экспериментов. Исследование началось с верификации разработанной расчетной модели. Для этого проводились численные расчеты, которые позволили оценить основные параметры функционирования подшипника. Верификация включала сопоставление этих расчетных данных с результатами лабораторных испытаний. Анализ показал, что расчетная модель с высокой степенью точности предсказывает поведение конструкции. При этом выявленные отклонения находятся в пределах допустимой погрешности.

Эксперименты для подшипника с контуром маслоподдерживающей канавки проводились при различных режимах работы. В частности, менялись скорость вращения, нагрузки и температурные условия. Верный выбор режима обеспечивает уменьшение износа и усиление тепловыделения. Такой подход позволяет повысить надежность и сократить простои в работе механизмов.

В испытаниях задействовали традиционные методы измерения трения и износа, а также современные инструментальные подходы. Это обусловило высокую точность измерений и помогло более глубоко понять механизмы трения и износа в новой конструкции.

Результаты исследования. Исследование позволило более точно представить рабочие характеристики подшипников с полимерным покрытием (таблица 1). Это имеет большое значение для их эффективного применения в различных инженерных системах. Благодаря новой модели прогнозирование данных о несущей способности оказалось точнее на 8–10 %, о коэффициенте трения — на 7–9 %.

Таблица 1

Результаты теоретического исследования

№	σ, МПа	Параметр сжимаемости				
		0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
		Коэффициент трения				
1	9	0,00479000	0,00711300	0,00310000	0,00100000	0,00023000
2	18	0,00149000	0,00149100	0,00165300	0,00008500	0,00049350
3	27	0,00017300	0,00009200	0,00000600	0,00005050	0,00002700
4	36	0,00007500	0,00014130	0,00000400	0,00001160	0,00000793
5	45	0,00000100	0,00001070	0,00000100	0,00002700	0,00000687

Эксперимент показал наличие колебаний коэффициента трения. Это связано с динамическими изменениями в условиях контакта поверхностей и воздействиями внешних параметров. Такое поведение коэффициента трения при росте нагрузки указывает на сложность взаимодействий в системе, особенно с учетом максимального зафиксированного показателя нагрузки. Он достигал 45 МПа, что эквивалентно ступенчатому увеличению нагрузки в 5 раз (таблица 2).

Таблица 2

Сравнение результатов теоретического исследования и эксперимента

№ п/п	Режим		Коэффициент трения		
			Теоретическое исследование		Эксперимент
	σ, МПа	*V*, м/с	Покрытие	С учетом сжимаемости	
1	9	0,3	0,0105	0,0103	0,0104
2	18	0,3	0,0095	0,0093	0,0094
3	27	0,3	0,0090	0,0088	0,0090
4	36	0,3	0,0085	0,0080	0,0082
5	45	0,3	0,0075	0,0071	0,0074

Результаты научных изысканий подтверждают эффективность разработанных теоретических моделей. Их внедрение открывает возможность значительно усилить нагрузочную способность деталей и существенно снизить коэффициент трения. Итоги работы можно представить в двух пунктах.

1. Исследования радиальных подшипников скольжения с учетом сжимаемости жидкого смазочного материала, во-первых, показали значительное улучшение их эксплуатационных характеристик. Во-вторых, точность инженерных расчетов для несущей способности увеличилась на 8–10 %, а для коэффициента трения — на 7–9 %.

2. Значительно расширены возможности практического использования расчетных моделей радиального подшипника скольжения. Оценены на практике его критически важные эксплуатационные характеристики.

Обсуждение и заключение. Результаты научной работы, описанной в данной статье, позволяют устанавливать основные эксплуатационные характеристики подшипника на этапе проектирования. Возможность повышать надежность и долговечность исследованной детали — важный шаг в развитии технологий подшипников и смазочных материалов.

Новая методика базируется на теоретической основе и получила экспериментальное подтверждение. Она предназначена для разработки расчетных моделей радиальных подшипников скольжения. Важная характеристика детали — антифрикционное полимерное покрытие с канавкой для сохранения смазочной жидкости. Принимаются во внимание сжимаемость и реологические свойства смазочного материала. С учетом ранее установленных параметров таких канавок создана расчетная модель, детально описывающая поведение подшипника в гидродинамическом режиме. Особое внимание уделено сжимаемости истинно вязкого смазочного материала, параметры вязкости которого зависят от давления и условий трения. Сформулированы рекомендации по использованию подшипников с оптимальными канавками.

Сфера применения результатов работы — инженерные проектировочные и проверочные расчеты при необходимости поддерживать гидродинамический режим смазки. Методика потенциально востребована в машиностроении, авиастроении, приборостроении и других отраслях.

В дальнейших исследованиях представляется целесообразным изучить такие факторы, как температурные условия, динамические нагрузки и взаимодействие с различными смазочными материалами. Это позволит совершенствовать конструкции подшипников и расширять области их применения.

Список литературы / References

1. Глушко С.П. Исследование технологии электроискрового нанесения покрытий, легирования и упрочнения. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don).* 2021;21(3):253–259. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2021-21-3-253-259

Glushko SP. Investigation of the Electrospark Coating, Alloying and Strengthening Technology. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don).* 2021;21(3):253–259. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2021-21-3-253-259

2. Тамаркин М.А., Тищенко Э.Э., Верченко А.В., Троицкий В.М. Формирование качества поверхностного слоя при абразивной обработке полимеркомпозитных материалов. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don).* 2020;20(3):235–242. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2020-20-3-235-242

Tamarkin MA, Tishchenko EhEh, Verchenko AV, Troitskii VM. Formation of Surface Layer Quality under Abrasive Treatment of Polymer-Composite Materials. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don).* 2020;20(3):235–242. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2020-20-3-235-242

3. Негматов С.С., Абед Н.С., Саидахмедов Р.Х, Ульмасов Т.У., Григорьев А.Я., Сергиенко В.П. и др. Исследование вязкоупругих и адгезионно-прочностных свойств и разработка эффективных вибропоглощающих композиционных полимерных материалов и покрытий машиностроительного назначения. *Пластические массы*. 2020;(7–8):32–36. https://doi.org/10.35164/0554-2901-2020-7-8-32-36

Negmatov SS, Abed NS, Saidakhmedov RKh, Ulmasov TU, Grigoriev AYa, Sergienko VP, et al. Research of Viscoelastic and Adhesion-Strength Property and Development of Effective Vibration Absorbing Composite Polymeric Materials and Coatings of Mechanical Engineering Purpose. *Plasticheskie massy.* 2020;(7–8):32–36. https://doi.org/10.35164/0554-2901-2020-7-8-32-36

4. Павлычева Е.А. Разработка полимерной композиции для получения защитного покрытия на металлических поверхностях. *Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований*. 2022;(2):33–36. https://doi.org/10.17513/mjpfi.13355

Pavlycheva EA. Development of Polymer Composition for Obtaining a Protective Coating on Metal Surfaces. *International Journal of Applied and Fundamental Research.* 2022;(2):33–36. https://doi.org/10.17513/mjpfi.13355

5. Харламов П.В. Применение физико-химического подхода для изучения механизма образования вторичных структур фрикционного переноса на поверхности контртела. *Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения*. 2021;83(3):37–44. https://doi.org/10.46973/0201-727X_2021_3_37

Kharlamov PV. Application of the Physico-Chemical Approach to Study the Mechanism of Formation of Secondary Frictional Transfer Structures on the Control Surface. *Vestnik RGUPS.* 2021;83(3):37–44. https://doi.org/10.46973/0201-727X_2021_3_37

6. Кохановский В.А., Петров Ю.А. Трение и изнашивание фторопластсодержащих композитов. *Вестник Донского государственного технического университета*. 2009;9(1):30–35.

Kohanovsky VA, Petroff IA. Friction and Wear of Composites with Polytetrafluorethilene. *Vestnik of Don State Technical University*. 2009;9(1):30–35.

7. Петухов Д.С., Адамов А.А., Келлер И.Э. Выбор и идентификация модели упруговязкопластичности наполненного фторкомпозита по данным испытаний на свободное и стесненное сжатие. *Advanced Engineering Research* (*Rostov-on-Don*). 2022;22(3):180–192. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-3-180-192

Petukhov DS, Adamov AA, Keller IE. Selection and Identification of a Model of Elasto-Viscoplasticity of the Filled Fluorocomposite according to Free and Constrained Compression Tests. *Advanced Engineering Research* (*Rostov-on-Don*). 2022;22(3):180–192. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-3-180-192

8. Брянский А.А., Башков О.В., Белова И.В., Башкова Т.И. Исследование развивающихся повреждений при изгибном нагружении полимерных композиционных материалов и их идентификация методом акустической эмиссии. *Вектор науки Тольяттинского государственного университета*. 2022;(2):7–16. https://doi.org/10.18323/2782-4039-2022-2-7-16

Bryansky AA, Bashkov OV, Belova IV, Bashkova TI. Investigation of Damages Formed in Polymer Composite Materials under Bending Loading and Their Identification by the Acoustic Emission Technique. *Frontier Materials and Technologies*. 2022;(2):7–16. https://doi.org/10.18323/2782-4039-2022-2-7-16

9. Shizheng Wen, Si-Dan Zhong, Wei-Qiu Kan, Pu-Su Zhao, Yuan-Chun He. Experimental and Theoretical Investigation on the Hydrochromic Property of Ni(II)-Containing Coordination Polymer with an Inclined 2D→3D Polycatenation Architecture. *Journal of Molecular Structure*. 2022;1269(12):133753. https://doi.org/10.1016/j.molstruc.2022.133753

10. Liyuan Jin, Wenjing Cao, Pei Wang, Na Song, Peng Ding. Interconnected MXene/Graphene Network Constructed by Soft Template for Multi-Performance Improvement of Polymer Composites. *Nano-Micro Letters*. 2022;14:133. https://doi.org/10.1007/s40820-022-00877-7

11. Robertson BP, Calabrese MA. Evaporation-Controlled Dripping-onto-Substrate (DoS) Extensional Rheology of Viscoelastic Polymer Solutions. *Scientific Reports*. 2022;12(1):4697. https://doi.org/10.1038/s41598-022-08448-x

12. Иваночкин П.Г., Больших И.В., Талахадзе Т.З., Больших Е.П. Применение антифрикционных полимерных композиционных покрытий в тормозной рычажной передаче локомотивов. *Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения*. 2022;85(1):16–22. https://doi.org/10.46973/0201-727X_2022_1_16

Ivanochkin PG, Bolshikh IV, Talakhadze TZ, Bolshikh EP. Application of Antifriction Polymer Composite Coatings in the Brake Lever Transmission of Locomotive. *Vestnik RGUPS*. 2022;85(1):16–22. https://doi.org/10.46973/0201-727X_2022_1_16

13. Ivanochkin PG, Manturov DS, Danilchenko SA, Karpenko KI. Study on the Effect of the Sealers on the Steel Surface Layer Modified by Electrical Discharge Machining. *Solid State Phenomena*. 2021;316:713–719. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.316.713

14. Брянский А.А., Башков О.В. Идентификация источников акустической эмиссии в полимерном композиционном материале в условиях циклического растяжения. *Вектор науки Тольяттинского государственного университета*. 2021;(3):19–27. https://doi.org/10.18323/2073-5073-2021-3-19-27

Bryansky AA, Bashkov OV. Identification of Acoustic Emission Sources in a Polymer Composite Material under the Cycle Tension Loading. *Frontier Materials and Technologies.* 2021;(3):19–27. https://doi.org/10.18323/2073-5073-2021-3-19-27

15. Santanu Saha, Yasuhisa Adachi. Shielding Behavior of Electrokinetic Properties of Polystyrene Latex Particle by the Adsorption of Neutral Poly(ethylene Oxide). *Journal of Colloid and Interface Science*. 2022;626:930–938. https://doi.org/10.1016/j.jcis.2022.06.154

16. Кохановский В.А., Камерова Э.А. Фторопластсодержащие композиционные покрытия в смазочных средах. *Трение и смазка в машинах и механизмах*. 2014;(1):34–37.

Kohanovsky VA, Kamerova EA. Composites Cover Content Fluor Ethylene in the Liquid Lubricants. *Friction & Lubrication in Machines and Mechanisms.* 2014;(1):34–37.

17. Кохановский В.А., Камерова Э.А. Трение полимерных покрытий в жидких смазочных средах. *Трение и смазка в машинах и механизмах*. 2014;(4):17–20.

Kohanovsky VA, Kamerova EA. Friction of the Polymeric Cover in the Liquid Lubricants. *Friction & Lubrication in Machines and Mechanisms.* 2014;(4):17–20.

18. Камерова Э.А., Власенко И.Б., Снежина Н.Г., Оганесян П.А. Методика исследования влияния жидких сред на фторопластсодержащие антифрикционные покрытия. *Уральский научный вестник*. 2014;100(21);137–142.

Kamerova EA, Vlasenko IB, Snezhina NG, Oganesyan PA. Methodology for Studying the Effect of Liquid Media on Fluoroplastic-Containing Antifriction Coatings. *Ural'skii nauchnyi vestnik*. 2014;100(21);137–142. (In Russ.)

19. Egghe T, Ghobeira R, Morent R, Hoogen-Boom R, De Geyter N. Comparative Study of the Aging Behavior of Plasma Activated Hexamethyldisiloxane-Based Plasma Polymers and Silicone Elastomer Thin Films. *Progress in Organic Coatings*. 2022;172:107091. https://doi.org/10.1016/j.porgcoat.2022.107091

20. Peng Hu, Ru Xie, Qingyi Xie, Chunfeng Ma, Guangzhao Zhang. Simultaneous Realization of Antifouling, Self-Healing, and Strong Substrate Adhesion via a Bioinspired Self-Stratification Strategy. *Chemical Engineering Journal*. 2022;449:137875. https://doi.org/10.1016/j.cej.2022.137875

21. Хасьянова Д.У., Мукутадзе М.А. Установление закономерности повышения износостойкости модифицированного радиального подшипника скольжения. *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2023;(2):71–81. https://doi.org/10.31857/S0235711923010066

Khasyanova DU, Mukutadze MA. The Regularity of Increasing the Wear Resistance of a Modified Radial Slide Bearing. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability.* 2023;(2):71–81. https://doi.org/10.31857/S0235711923010066

22. Кирищиева В.И., Лагунова Е.О., Мукутадзе М.А. Повышение износостойкости радиального подшипника с нестандартным опорным профилем и полимерным покрытием на поверхности вала. *Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета*. 2023;27(2):15–23. https://doi.org/10.54708/19926502_2023_27210015

Kirishchieva VI, Lagunova EO, Mukutadze MA. Increasing the Wear Resistance of the Radial Bearing with a Non-Standard Support Profile and Polymer Coating on the Shaft Surface. *Vestnik UGATU*. 2023;27(2):15–23. https://doi.org/10.54708/19926502_2023_27210015

Об авторах:

Екатерина Александровна Болгова, аспирант кафедры высшей математики Ростовского государственного университета путей сообщения (344038, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, 2), SPIN-код, ORCID, ScopusID, bolgova_katya6@mail.ru

Мурман Александрович Мукутадзе, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой высшей математики Ростовского государственного университета путей сообщения (344038, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, 2), SPIN-код, ORCID, ResearcherID, murman1963@yandex.ru

Виктор Маркович Приходько, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой начертательной геометрии и графики Ростовского государственного университета путей сообщения (344038, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, 2), SPIN-код, ORCID, ScopusID, ResearcherID, v.m.prikhodko@yandex.ru

Игорь Анатольевич Колобов, кандидат технических наук, доцент, декан факультета управления процессами перевозок Ростовского государственного университета путей сообщения (344038, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, 2), SPIN-код, ORCID, ScopusID, upp@rgups.ru

Заявленный вклад авторов:

Е.А. Болгова: расчеты, подготовка текста, корректировка выводов.
М.А. Мукутадзе: научное руководство, анализ результатов исследований, доработка текста.
В.М. Приходько: формирование основной концепции, цели и задачи исследования.
И.А. Колобов: проведение эксперимента, формирование выводов.

Конфликт интересов: **авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.**

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

***About the Authors*:**

Ekaterina A. Bolgova, Postgraduate student of the Higher Mathematics Department, Rostov State Transport University (2, Rostovskogo Strelkovogo Polka Narodnogo Opolchenia sq., Rostov-on-Don, 344038, Russian Federation), SPIN-code, ORCID, ScopusID, bolgova_katya6@mail.ru

Murman A. Mukutadze, Dr.Sci. (Eng.), Professor, Head of the Higher Mathematics Department, Rostov State Transport University (2, Rostovskogo Strelkovogo Polka Narodnogo Opolchenia sq., Rostov-on-Don, 344038, Russian Federation), SPIN-code, ORCID, ResearcherID, murman1963@yandex.ru

Victor M. Prikhodko, Dr.Sci. (Eng.), Professor, Head of the Descriptive Geometry and Engineering Graphics Department, Rostov State Transport University (2, Rostovskogo Strelkovogo Polka Narodnogo Opolchenia sq., Rostov-on-Don, 344038, Russian Federation), SPIN-code, ORCID, ScopusID, ResearcherID, v.m.prikhodko@yandex.ru

Igor A. Kolobov, Cand.Sci. (Eng.), Associate Professor, Dean of the Transportation Management Faculty, Rostov State Transport University (2, Rostovskogo Strelkovogo Polka Narodnogo Opolchenia sq., Rostov-on-Don, 344038, Russian Federation), SPIN-code, ORCID, ScopusID, upp@rgups.ru

Claimed Contributorship:
EA Bolgova: computational analysis, text preparation, correction of the conclusions.
MA Mukutadze: academic advising, analysis of the research results, revision of the text.
VM Prikhodko: basic concept formulation, research objectives and tasks.
IA Kolobov: testing, formulation of conclusions.

***Conflict of Interest Statement*: the authors declare no conflict of interest.**

All authors have read and approved the final version of the manuscript.

Поступила в редакцию / Received 01.10.2024
Поступила после рецензирования / Reviewed 23.10.2024
Принята к публикации / Accepted 31.10.2024